

# 동적 구속조건을 적용한 자동변속장치의 효과적인 시뮬레이션방법에 관한 연구

정헌술\* · 이교일\*\*

(1997년 1월 29일 접수)

## A Study on the Efficient Simulation Methods for an Automatic Power Transmission System Applying Dynamic Torque Constraint

Heon-Sul Jeong and Kyo-Ill Lee

**Key Words :** Variable Degree-Of-Freedom System(가변자유도 시스템), Friction Element(마찰 전달요소), Dynamic Constraint(동적 구속조건), Automatic Transmission(자동변속기), Clutch(클러치), Power Transmission Mechanism(동력전달장치)

### Abstract

Degree-Of-Freedom(DOF) for most power transmission system varies according to the operation status which consists of friction elements to change the power flow or to adjust the speed ratio such as clutches, brakes or one-way clutches. To simulate the dynamic characteristics of automatic power transmission system which is a typical example of such a variable DOF systems, many sets of governing equations and complicated phase decision routines are necessary. In this paper dynamic constraint theorem is derived explaining the torque transmission characteristics during the clutch engagement process and a robust stable algorithm is developed describing this phase transition phenomenon effectively by introducing the concept of direct torque and virtual damping. Finally, applying this algorithm to a passenger car automatic transmission gear consisting of several friction elements, an efficient simulation methods for such a complex system will be suggested that is very simple and systematic.

### 기호설명

$I$  : 관성모멘트

$T$  : 토크

$\mu$  : 마찰계수

$E$  : 엔진, 구동축

$i$  : 기어비

$T_c$  : 클러치토크, 결합토크

$\omega$  : 각속도

$B$  : 브레이크

$L$  : 출력축, 부하

$Q$  : 토크컨버터 유량

$T_p$  : 압력토크

$\rho$  : 유체밀도

$C$  : 클러치

$OWC$  : 일방향 클러치

### 1. 서론

대다수의 동력전달장치들은 동력원과 요구부하 특성의 차이를 극복하기 위해 일부의 동력의 흐름

\*회원, 군산대학교 기계공학부

\*\*회원, 서울대학교 기계설계학과

을 차단하거나 속도비를 변경 또는 구성요소의 일부를 구속함으로써 목표를 달성하고 있다. 이러한 기능은 다양한 형태의 클러치(clutch), 브레이크(brake) 또는 일방향 클러치(one-way clutch) 등으로 수행되며, 레버에 의한 수동력이나 유압 작용력에 의해 이들을 구성하는 마찰 전달요소에 외력을 가함으로써 동력의 흐름을 차단, 전달하거나 운동을 허용, 정지시키게 된다. 따라서 해당 요소의 운동이 구속되면 자유롭게 운동중일 때에 비해 자유도(degree-of-freedom, DOF)가 하나씩 줄어들게 되며, 운행상황에 따라 전체 계의 자유도가 변화하는 가변자유도 시스템이 된다.

건설 중장비, 동력시험장비, 각종 공작기계나 운송기계 특히 엔진을 주 동력원으로 사용하는 차량 등이 이러한 동력전달방식의 예에 해당하며 여러개의 마찰요소가 복합적으로 배치되어 있는 가변자유도 시스템의 대표적인 기구가 차량에 장착되는 자동변속장치라 할 수 있다. 자동변속장치는 토크컨버터(torque converter)와 수개의 유성기어의 조합으로 구성되어 있으며, 토크컨버터의 스테이터(stator)나 각 유성기어의 세가지 요소중 어느 하나를 클러치나 브레이크로 구속함으로써 동력의 흐름이나 기어비를 변경시키게 된다.<sup>(2, 7)</sup>

일반적으로 속도비가 바뀌는 천이과정을 살펴보면 다음 Fig. 1과 같은 상태(phase) 변화과정을 거치며, 각 상태 사이에는 동력전달 여부에 따라 관성상태(inertia phase)와 토크상태(torque phase)가 각각 존재하게 되고 경우에 따라서 상태 3의 과정은 생략되기도 한다. 이때 각 상태간의 자유도는 다음 식과 같이 변화한다.<sup>(7)</sup>

$$DOF[Phase\ 3]=DOF[Phase\ 2]+1=DOF[Phase\ 1]+2$$

이를 적절히 시뮬레이션하기 위해서는 매 시간마다 클러치나 브레이크의 결합여부에 관한 판단이 이뤄져야 하며, 그 결과에 따라 해당 상태의 자유도를 갖는 서로 다른 지배방정식을 풀어야 한다. 승용차의 경우 보통 4단의 기어비를 갖는 자동변속기는 다수의 클러치와 브레이크 그리고 일방향 클

러치가 정해진 순서에 따라 분리, 결합되어 상향변속 또는 하향변속이 이뤄지며, 따라서 상태 3이 없을 경우에  $((4-1) \times 2 + 1)$ 가지, 있을 경우에는  $((4-1) \times 3 + 1)$ 가지의 지배방정식이 필요하다. 또한 하나의 클러치에 의해 속도비가 결정되는 경우에는 stick/slip 여부의 판단이 비교적 간단하지만, 여러개의 마찰요소가 복합적으로 연결되어 동력전달이 이뤄질 경우 임의의 부하조건에서 어느 상태로의 천이가 진전되는지를 항상 조사, 결정되어야 하기 때문에 이의 판단과정이 매우 복잡해지며 그 경우의 수가 매우 많아지게 된다.<sup>(1, 6, 8)</sup>

뿐만 아니라 중립과 후진시의 경우를 고려하고 3단에서 1단으로 변속하는 즉 현재 기어에서 다른 임의의 기어비로 바뀌는 상황까지 모두 고려하자면 필요한 지배방정식의 수는 더욱 많아지며 접촉여부의 판단과정은 더욱 복잡해 질 수 밖에 없다. 더욱이 임의의 기어비에서 정해진 클러치나 브레이크가 작동되는 기존 시스템을 해석하기 위한 경우와 달리 동력장치를 설계하는 단계에서는, 다수의 마찰요소들을 임의의 조합 내지는 무작위 순서로 다양한 형태의 외력을 가함으로써 발생하는 현상이나 과도특성을 관찰할 필요가 있으며, 이를 바탕으로 마찰요소를 움직이는 유압시스템의 설계기준을 마련할 필요가 있다. 따라서 이와 같은 장치의 모든 상황을 효율적으로 묘사할 수 있는 효과적인 전산 시뮬레이션방법의 개발이 절실히 요청된다.

본 논문에서는 대표적 가변자유도 시스템인 자동변속장치의 효과적인 프로그램 개발을 위해 먼저 단위 마찰요소에 대한 접촉, 분리시의 전달토크를 구하므로써 동적 거동시의 구속조건을 유도하고 또한 이를 마찰요소의 전후에 작용하는 직접토크(direct torque)의 개념을 도입하므로써 해당 요소에 의해 전달되는 작용력이 직접토크와 클러치를 움직이는 외력에 의해 결정됨을 보인다. 이 정리를 기초로 전산 시뮬레이션에 필요한 알고리즘을 개발하고 승용차용 자동변속기에 대하여 이 알고리즘을 적용하여 프로그램을 개발함으로써 이 알고리즘의 효용성을 보이고자 한다. 즉 다수의 클러치와 브레이크가 내장된 변속기에 대하여 본 논문에서 개발한 알고리즘을 적용하므로써 최대의 자유도를 표현하는 하나의 지배방정식만을 사용하여도 모든 운행상태의 시뮬레이션이 가능함을 제시하고자 한다.

결과적으로 다수의 마찰전달 요소에 의해 동력의 흐름이 변경되는 가변 자유도 시스템에 대하여, 클

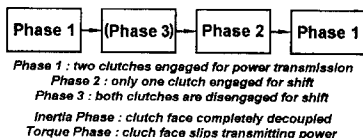


Fig. 1 Phase change during speed ratio change.

러치가 정해진 순서로 작동되는 경우는 물론 임의 개수의 클러치가 무작위로 작동되는 모든 상황을 효과적으로 시뮬레이션하기 위한 방법을 개발하고자 한다.

## 2. 클러치의 전달토크 해석

동력전달장치의 동력을 차단, 연결하거나 흐름의 방향을 변경하고 또한 속도비를 변경시키는데 사용되는 요소로서 클러치, 브레이크나 일방향 클러치 등이 있는데, 이들은 두 면사이의 마찰력을 매개로 그 역할이 이뤄지며, 이를 구성하는 마찰요소들은 보통 수동력이나 유압회로의 압력에 의해 작동한다. 본 논문에서는 편의상 이들 요소가 유압력  $P$ 에 의해 작동되는 것으로 가정한다. 그런데 이들 마찰요소에 의해 전달되는 마찰력은 두 면이 미끄러지는(slip) 상태에서는 작용압력에 의해 다음 식 (1)과 같이 결정되지만 두 면이 동일한 속도로 움직이는(stick) 상태에서는 압력  $P$ 와 전혀 무관하게 결정된다. 따라서 이에 관한 명확한 해석이 이뤄져야 할 필요가 있다.

$$T_P = \mu ARP \quad (1)$$

여기서,  $\mu$ 는 마찰계수,  $A$ 는 마찰면적이고,  $R$ 은 해당 요소의 유효 등가반경이다.

### 2.1 클러치의 Stick/Slip 해석

다음 Fig. 2와 같이 구동력  $T_E$ 와 부하  $T_L$  사이에 클러치가 동력을 전달하고 있는 경우 접촉여부에 따른 클러치토크  $T_C$ 는 다음 정리 1에 의해 결정된다.

정리 1(클러치 동적 구속조건)

$$1) \text{ Slip case } \quad T_C = T_P \quad (2)$$

2) Stick case

$$T_C = \frac{I_L T_E + I_E T_L}{I_E + I_L} \quad (3a)$$

$$\text{if } T_C > T_P \quad \text{then } T_C = T_P \quad (3b)$$

증명 1) Slip case : 마찰력은 작용면에 수직으로

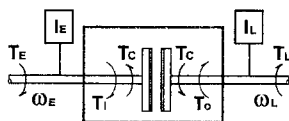


Fig. 2 Dynamic clutch torque transmission.

가해지는 외력에 비례하므로 식 (1)과 같은 크기의 토크가 전달된다.

증명 2) Stick case : 입력축과 출력축에 대한 운동방정식은 다음 식 (4)와 같다. 그런데 클러치가 결합된 경우에는 양 축이 일체가 되어 움직이기 때문에 식 (5)와 같이 두 축의 속도 및 가속도가 동일하다.

$$I_E \omega_E' = T_E - T_C \quad (4a)$$

$$I_L \omega_L' = T_C - T_L \quad (4b)$$

$$\omega = \omega_E = \omega_C \quad \omega' = \omega_E' = \omega_C' \quad (5)$$

식 (5)를 각각 식 (4a)와 식 (4b)에 대입하여 두 식을 더하면 다음과 같다

$$(I_E + I_L) \omega' = T_E - T_L \quad (6)$$

윗 식을 식 (4a)에 대입하면 다음 식과 같고 이를  $T_C$ 에 대하여 정리하면 클러치가 결합된 경우의 전달토크를 식 (3a)와 같이 구할 수 있다.

$$I_E \omega_E = I_E \omega = \frac{I_E}{I_E + I_L} (T_E - T_L) = T_E - T_C$$

하지만 결합토크  $T_C$ 가 압력에 의한 토크  $T_P$ 보다 클 때에는 마찰력이 결합토크를 이기지 못하기 때문에 식 (3b)와 같이 그 크기가 제한된다.

검토 : 식 (3a)의 결합시 토크를 각각 식 (4a)와 식 (4b)에 대입하여 입력축과 출력축의 가속도를 구해보면 다음 식 (7a)와 식 (7b)로서 서로 동일하고 따라서 이 상태가 바로 stick상태임을 알 수 있으며, 또한 식 (7)은 양축이 일체로 움직이는 상태의 운동방정식에 해당하는 식 (6)과 같음을 확인할 수 있다.

$$I_E \omega_E' = T_E - T_C = T_E - \frac{I_L T_E + I_E T_L}{I_E + I_L}$$

$$\omega_E' = \frac{1}{I_E + I_L} (T_E - T_L) \quad (7a)$$

$$I_L \omega_L' = T_C - T_L = \frac{I_L T_E + I_E T_L}{I_E + I_L} - T_L$$

$$\omega_L' = \frac{1}{I_E + I_L} (T_E - T_L) \quad (7b)$$

결합상태에 따라 클러치를 통해 전달되는 토크의 관계를 정리한 동적 구속조건에 의하면 미끄럼상태에서는 작용압력  $P$ 에 의해 전달토크가 결정되기 때문에 구동력  $T_E$ 보다 훨씬 큰 토크가 일시적으로 발생할 수도 있음을 알 수 있고, 결합시에는 작용압력과는 전혀 무관하며 입력토크와 부하 그리고

축의 관성모멘트에 의해 결정되므로 클러치토크  $T_C$ 의 양상이 미끄럼상태에 따라 판이하게 달라짐을 예상할 수 있다.

Slip시와 stick시의 운동방정식은 각각 식 (4)와 식 (6)으로서 결합시의 자유도가 미끄럼시보다 하나 작은 가변자유도 시스템이며, 이를 시뮬레이션하기 위해서는 현재의 상태를 판단하여 두 가지 지배방정식을 선택적으로 풀어야 하지만 위 동적 구속조건을 적용하면 결합상태에 따른 클러치토크를 계산할 수 있기 때문에, 지배방정식으로서 많은 자유도를 갖는 방정식 (4)만을 사용하여 두 가지 상태를 묘사할 수 있는 알고리즘을 다음과 같이 구성할 수 있다.

**알고리즘 1(클러치 동적 구속조건)**

$$\begin{aligned} & \text{if } |\Delta\omega| > \varepsilon \quad \text{then } T_C = \text{sign}(\Delta\omega) \times T_P \\ & \text{else if } |\Delta\omega| \leq \varepsilon \quad \text{then } T_C = \frac{I_L T_E + I_E T_L}{I_E + I_L} \\ & \text{if } |T_C| > T_P \quad \text{then } T_C = \text{sign}(\Delta\omega) \times T_P \end{aligned} \quad (8)$$

여기서,  $\Delta\omega$ 는 두 축의 속도차  $\omega_E - \omega_L$ ,  $|\cdot|$ 는 절대값,  $\varepsilon$ 는 매우 작은 양의 실수를 표시하며 그리고  $\text{sign}(\Delta\omega)$ 는 작용력의 방향을 고려한 것으로 속도차가 양수이면 1, 영이면 0 그리고 음수이면 -1이다.

**2.2 직렬클러치의 전달토크 해석**

다음 Fig. 3과 같이 구동력  $T_E$ 와 부하  $T_L$  사이에 두 개의 클러치가 직렬로 배치되어 각각 압력  $P_1$ 과  $P_2$ 에 의해 동력을 전달하고 있는 경우 접촉상태에 따른 클러치토크는 다음 정리 2와 같이 유도할 수 있다.

**정리 2(직렬클러치 동적 구속조건)**

1) Both slip case :

$$T_{C1} = T_{P1} \quad (9a)$$

$$T_{C2} = T_{P2} \quad (9b)$$

2) C1 engaged case :

$$T_{C1} = \frac{I_M T_E + I_E T_{C2}}{I_E + I_M} \quad (10a)$$

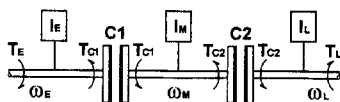


Fig. 3 Dynamic torque transmission of series clutches.

$$T_{C2} = T_{P2} \quad (10b)$$

$$\text{if } T_{C1} > T_{P1} \quad \text{then } T_{C1} = T_{P1} \quad (10c)$$

3) C2 engaged case :

$$T_{C1} = T_{P1} \quad (11a)$$

$$T_{C2} = \frac{I_L T_{C1} + I_M T_L}{I_M + I_L} \quad (11b)$$

$$\text{if } T_{C2} > T_{P2} \quad \text{then } T_{C2} = T_{P2} \quad (11c)$$

4) Both engaged case :

$$T_{C1} = \frac{(I_M + I_L) T_E + I_E T_L}{I_E + I_M + I_L} \quad (12a)$$

$$T_{C2} = \frac{I_L T_E + (I_E + I_M) T_L}{I_E + I_M + I_L} \quad (12b)$$

$$\text{if } T_{C1} > T_{P1} \quad \text{then } T_{C1} = T_{P1}$$

$$\text{if } T_{C2} > T_{P2} \quad \text{then } T_{C2} = T_{P2} \quad (12c)$$

검토 : 직렬클러치에 관한 운동방정식은 두 클러치 모두 미끄럼상태에 있을 때 다음 식 (13)과 같이 자유도가 3이며, 이 가운데 하나의 클러치가 결합되면 자유도가 하나, 두 개의 클러치가 결합될 경우에는 자유도 두 개가 감소하게 된다.

$$\begin{aligned} I_E \omega'_E &= T_E - T_{C1} \\ I_M \omega'_M &= T_{C1} - T_{C2} \\ I_L \omega'_L &= T_{C2} - T_L \end{aligned} \quad (13)$$

정리 2에서 C1만 결합된 경우인 2)항은 정리 1에서 부하  $T_L$  대신 C1클러치의 후방에 작용하는 토크  $T_{C1}$ 를 대입하면 구할 수 있고, C2클러치가 결합된 3)항의 경우 역시 정리 1에서 부하  $T_E$  대신 C2클러치의 전방에 작용하는 토크  $T_{C1}$ 를 대입하면 구할 수 있으며, 두개의 클러치가 동시에 접촉된 4)항의 경우 그 증명과정은 정리 1과 매우 유사하기 때문에 여기서는 생략하기로 한다. 그런데 4)항의 식 (12a)는 모든 클러치가 접촉된 경우 C1클러치 결합토크이므로 C1만 접촉된 경우인 식 (10a)에서  $T_{C2}$ 대신 식 (11b)를 대입한 후에  $T_{C1}$ 으로 정리하면 구할 수 있으며, 식 (12b)는 C2만 접촉된 경우인 식 (10b)에서  $T_{C1}$ 대신 식 (11a)를 대입한 후에  $T_{C2}$ 로 정리하면 역시 구할 수 있다.

**2.3 직접토크 개념을 도입한 클러치의 동적 구속조건**

2.2절의 직렬클러치 시스템에서 보듯이 두 개의 마찰요소가 동시에 결합될 경우의 전달토크는 식 (12)와 같이 구동력과 부하 등 시스템에 작용하는 외력들과 계를 구성하는 관성요소들로 결정되기 때

문에 약간 복잡한 수식으로 표현된다. 더우기 실제 동력장치는 Fig. 3의 단순한 직렬배치와 달리 여러 가지 구성품과 다수 마찰요소로 구성되어 있으므로, 개개의 전달토크는 더욱 복잡한 식으로 표현될 수 밖에 없다. 이러한 난점을 해결하기 위해 본 논문에서는 다음 식 (14)와 같이 정의되는 직접토크 (direct torque) 개념을 도입하였다.

$$T_{ii} \triangleq T_E - I_E \omega'_E \quad (14a)$$

$$T_o \triangleq T_L + I_L \omega'_L \quad (14b)$$

직접토크  $T_i$ ,  $T_o$ 는 Fig. 2의 점선 내부에서와 같이 해당 클러치의 직전과 직후 위치에서의 구동력과 부하로서 입력측에서 관성토크가 배제된 그리고 출력측에서 관성토크가 추가된 토크를 의미한다. 이러한 직접토크의 개념을 적용하면 클러치 전달토크는 다음 정리 3과 같다.

**정리 3(직접토크에 의한 클러치 동적 구속조건)**

$$1) \text{ Slip case} \quad T_C = T_P \quad (15)$$

$$2) \text{ Stick case} \quad T_C = \frac{I_L T_i + I_E T_o}{I_E + I_L} \quad (16a)$$

$$\text{if } T_C > T_P \text{ then } T_C = T_P \quad (16b)$$

**증명 1) Slip case :** 정리 1의 증명과 동일하다.

**증명 2) Stick case :** 식 (16a)에 직접토크 식 (14)를 대입하여 정리하면 다음 식 (17)과 같고, stick 시에는 입, 출력축의 속도와 가속도가 동일하므로 우변 둘째 항은 소거되며, 따라서 결합토크는 정리 1의 식 (3a)와 일치한다.

$$\begin{aligned} T_C &= \frac{I_L T_i + I_E T_o}{I_E + I_L} \\ &= \frac{I_L (T_E - I_E \omega'_E) + I_E (T_L + I_L \omega'_L)}{I_E + I_L} \\ &= \frac{I_L T_E + I_E T_L}{I_E + I_L} - \frac{I_E I_L}{I_E + I_L} (\omega'_E - \omega'_L) \end{aligned} \quad (17)$$

위 정리를 시뮬레이션을 위한 알고리즘으로 구성하면 다음과 같다.

**알고리즘 2(직접토크에 의한 클러치 동적 구속조건)**

$$\begin{aligned} \text{if } |\Delta\omega| > \varepsilon \text{ then } T_C &= \text{sign}(\Delta\omega) \times T_P \\ \text{else if } |\Delta\omega| \leq \varepsilon \text{ then } T_i &= T_E - I_E \omega'_E, \\ T_o &= T_L + I_L \omega'_L \\ T_C &= \frac{I_L T_i + I_E T_o}{I_E + I_L} \\ \text{if } |T_C| > T_P \text{ then } T_C &= \text{sign}(\Delta\omega) \times T_P \end{aligned} \quad (18)$$

해당 축의 속도로부터 가속도를 구할 수 있고 또한 이로부터 시스템 각 부분의 토크를 계산할 수 있기 때문에, 위의 정리 3을 이용하면 여러 요소들이 복합적으로 구성되어 있는 경우에도 구동력과 부하등 시스템에 작용하는 외력과 계를 구성하는 관성요소로 표현되는 복잡한 식을 피하고, 해당 클러치 직전과 직후의 직접토크를 계산함으로써 시뮬레이션이 가능하게 된다.

**2.4 가상 감쇠력에 의한 클러치의 동적 구속조건**

알고리즘 2에서  $\varepsilon$ 는 매우 작은 양의 실수로서 마찰면의 상대속도가 이 이하에서는 결합상태 그리고 이상에서는 slip상태로 판단하는 기준값이다. 따라서 이 값이 작을수록 결합과정을 더욱 정확히 묘사할 수 있지만 상대적으로 보다 작은 time step이 필요하게 되어 계산시간이 길어진다. 일반적으로 time step은 truncation error와 round-off error에 대해 안정한 결과를 얻을 수 있도록 정해진다. 그런데 대부분의 마찰제들은 상대속도가 작아질수록 마찰계수가 점점 커지는 경향이 있어서 전달토크가 증가하기 때문에 이때 상대속도의 변화율은 더욱 커지고, 따라서 time step에 비해 이 작은 경우 실제와 달리 stick-slip 상태가 무한히 반복되는 limit cycle이 발생할 수 있다.

또한 직접토크에 의한 동적 구속조건을 적용할 경우 식 (17)의 우변 둘째 항은 일반적인 시뮬레이션 알고리즘의 오차 외에 또 다른 오차요인이 되고, 여러 개의 클러치가 한꺼번에 작동되는 상황에서는 하나의 클러치가 결합되는 순간에 전후 축계의 토크가 동시에 상승하기 때문에 이러한 가능성은 더욱 많아진다.

따라서 이러한 문제점을 해결하기 위해 식 (19)와 같이 상대속도에 비례하는 가상 감쇠력(virtual damping torque)의 개념을 도입하여 이 감쇠력이 클러치에 작용하는 새로운 알고리즘을 제안하였다.

$$T_{damp} \Delta = K \times \Delta\omega \quad (19)$$

**알고리즘 3(가상 감쇠력에 의한 클러치 동적 구속조건)**

$$\begin{aligned} \text{if } |\Delta\omega| > \xi \text{ then } T_C &= \text{sign}(\Delta\omega) \times T_P \\ \text{else if } |\Delta\omega| \leq \xi \text{ then } T_i &= T_E - I_E \omega'_E, \\ T_o &= T_L + I_L \omega'_L \\ T_C &= \frac{I_L T_i + I_E T_o}{I_E + I_L} + T_{damp} \\ \text{if } |T_C| > T_P \text{ then } T_C &= \text{sign}(\Delta\omega) \times T_P \end{aligned} \quad (20)$$

여기서,  $\xi$ 는 수~수십 rad/sec 정도의 크기로서 미끄럼 여부를 판단하기에는 매우 큰 값이며 가상 감쇠력의 상수  $K$ 도 상당히 큰 값으로, 상대속도가 커서 결합되는 시점과 차이가 날 경우에 클러치토크  $T_c$ 는 결합토크 부분에 비해 감쇠력 부분이 상대적으로 훨씬 크기 때문에 압력토크  $T_p$ 보다 커진다. 하지만 속도차가 점점 줄어들어 상대속도가 거의 영이 되는 결합시점에서는, 감쇠력이 무시할 정도로 작아지기 때문에 클러치토크  $T_c$ 는 결합토크만으로 결정된다. 그런데 이 때에도 결합토크  $T_c$ 가 압력토크  $T_p$ 에 비해 크면, 알고리즘의 네번째 줄에 의해 다시 미끄럼상태를 의미하는 압력토크로 결정되므로 접속이 완료될 수가 없으며, 따라서 이 알고리즘이 성립하려면 다음 식 (21)의 관계가 반드시 성립해야 한다.

**정리 4(클러치 결합 필요조건)**

클러치의 결합이 진전되어 완료되기 위한 필요조건은 다음 식 (21)과 같이 식 (1)로 표시되는 압력토크  $T_p$ 가 식 (3a) 또는 식 (16a)로 표시되는 결합토크  $T_c$  보다 커야 한다.

$$T_p > |T_c| \tag{21}$$

**증명)** 정리 1의 검토과정에서 클러치토크  $T_c$ 가 결합토크 식 (3a)일 경우의 입력축과 출력축의 가속도는 각각 식 (7a)와 (7b)와 같이 동일하기 때문에 현재의 상대속도가 변화하지 않는다. 즉 결합토크는 상대속도를 그대로 유지하는 조건으로 해석할 수 있으며, 클러치토크가 이보다 작으면 식 (4)에서 보듯이 입력축은 증속되고 출력축은 감속되어 상대속도가 커지는 반면, 이보다 크면 상대속도가 줄어들어 결합이 진전되고 결국 stick상태에 도달한다. 따라서 결합이 완료되기 위해서는 항상 압력토크  $T_p$ 가 결합토크보다 커야 한다.

위 알고리즘에서 감쇠력은 상대속도가 제법 큰 경우에는 결합토크와 더해져서 클러치토크가 압력토크보다 크게, 즉 접속이 완료되지 않았음을 표현해 준다. 그리고 결합이 완료되는 순간에는 매우 작은 섭동(perturbation)항으로 클러치토크에 추가되므로 일종의 감쇠역할을 하며, 결과적으로 완전 결합이 이뤄지도록 견실한 시뮬레이션 알고리즘을 구성하는 역할을 한다.

**2.5 클러치 전달토크의 시뮬레이션**

이상에서 개발한 알고리즘들의 특성과 유용성을

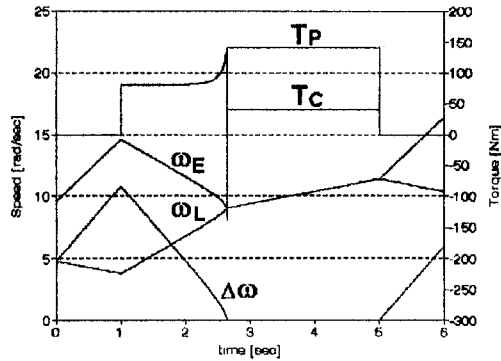
확인하기 위해 Fig. 2의 클러치 시스템에 대해 C언어를 사용하여 Runge-Kutta 4th order 방법으로 시뮬레이션 프로그램을 작성하였다. 시뮬레이션에 사용된 데이터는 각각  $T_e=50$  Nm,  $T_L=20$  Nm,  $I_E=10$  kgm<sup>2</sup>,  $I_L=20$  kgm<sup>2</sup> 클러치는  $A=0.01$  m<sup>2</sup>,  $R=20$  mm 그리고 압력은  $P=20$  kgf/cm<sup>2</sup>이 시작 1초 후부터 작용하여 5초부터 해제되는 것으로 하였으며, 별다른 언급이 없을 경우 time step은  $\Delta T=0.05$  msec를 그리고 마찰계수  $\mu$ 는 다음 식 (22)를 기준으로 하였다.<sup>(2, 3)</sup>

$$\mu = \mu_D + \Delta\mu e^{-1.04\omega} = 0.2 + 0.15e^{-1.04\omega} \tag{22}$$

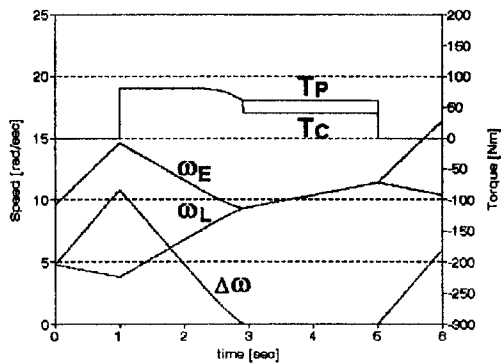
여기서,  $\Delta\mu$ 는 정마찰계수  $\mu_s$ 와 동마찰계수  $\mu_D$ 의 차이이다. 또한 접속여부를 판단하는 기준값은  $\epsilon=10^{-4}$ rad/sec을 사용하였으며, 이하에 사용된 그림들은 시뮬레이션 결과를 3 msec 간격으로 샘플링한 것이다. 그리고 식 (4)와 식 (6)으로 표현되는 가변자유도 방정식을 그대로 사용한 방식을 VD-OFM(Variable Degree-Of-Freedom Method), 동적 구속조건에 의한 알고리즘 1을 적용한 경우를 ADTCM(Actual Dynamic Torque Constraint Method), 직접토크 개념에 의한 방법을 DTDCM(Direct Torque Dynamic Constraint Method) 그리고 가상 감쇠력에 의한 알고리즘을 VDDCM(Virtual Damping torque Dynamic Constraint Method)이라고 각각 칭하였다.

먼저 동적 구속조건을 적용한 방법의 정확도를 알아보기 위해 VDOFM, ADTCM 그리고 DTDCM 방법을 사용한 결과를 동시에 그려 보면 Fig. 4와 같다. 그림에서 알 수 있듯이 적용방식의 차이로 인한 결과의 차이를 전혀 발견할 수 없으며, 따라서 본 논문에서 제시한 알고리즘 1과 알고리즘 2가 가변자유도 시스템을 적절히 묘사할 수 있는 정확한 방법임을 확인할 수 있다.

그림에서 보듯이 처음 1초 동안에는 입력축은 구동력에 의해 증속되고 출력축은 부하로 인해 감속되어 상대속도가 증가하다가, 압력  $P$ 가 작용하는 순간부터 상대속도가 감소되기 시작하여 약 2.8초 부근에서 결합이 완료된다. 이후 5초까지 압력이 계속 작용하므로 동일 속도로 움직이다 압력이 해제되면 압력토크가 결합토크보다 작아지게 되어 접속을 유지하지 못하고 클러치가 분리된다. 한편 slip상태에서의 클러치토크는 압력토크와 동일하지만 결합이 완료되는 순간부터 압력토크와 다른 별



(a)  $\Delta\mu = +1.5$



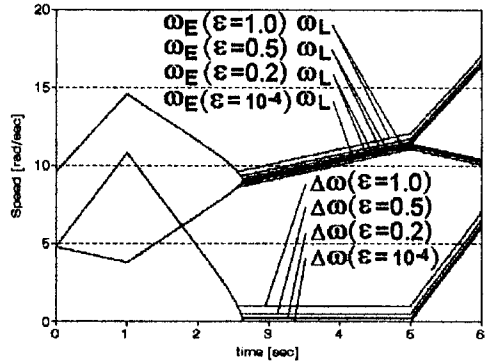
(b)  $\Delta\mu = -0.5$

Fig. 4 Comparison of simulation results for VDOFM, ADTCM and DTDCM.

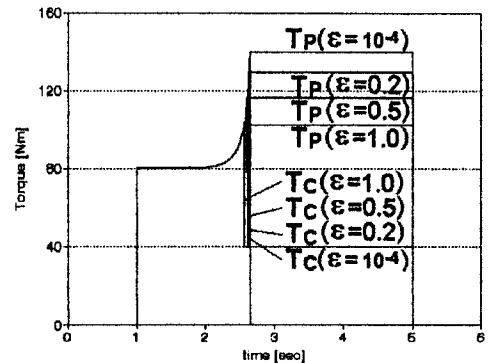
개의 값을 유지함을 알 수 있다. 그런데 일반적인 마찰재와 같이 정마찰계수가 동마찰계수보다 큰 Fig. 4(a)에서 접착이 이뤄지는 순간에는 토크가 상승하여 상대속도가 더욱 급격히 변화하지만 반대로  $\Delta\mu = -0.5$ 인 Fig. 4(b)에서는 상대속도의 변화가 완만해지고 과도토크가 결합토크와 차이가 작아 지므로 후자의 경우가 동력전달의 안정성 면에서 더 바람직함을 알 수 있다.

결합상태의 판단기준인  $\epsilon$ 의 영향을 파악하기 위해 각각 0.2, 0.5, 1.0일 때와  $10^{-4}$ 인 경우를 비교해 보면 Fig. 5와 같다.

상대속도가 이하이면 결합상태로 판정되므로 Fig. 4(b)에서와 같이 이 순간에 클러치토크가 결합토크로 천이되어 그 수준을 유지하지만 Fig. 4(a)에 의하면 상대속도는 영이 되지 않고 일정 값이 지속되므로,  $\epsilon$ 가 클수록 마찰계수는 작아지며, 따라서 결합토크는 동일하지만 압력토크도 역시 작게 묘사되어 부정확한 결과를 얻게 된다. 그리고 상대속도



(a) Speed



(b) Torque

Fig. 5 Effect of the variation of a stick/slip decision value  $\epsilon$  (DCDCM).

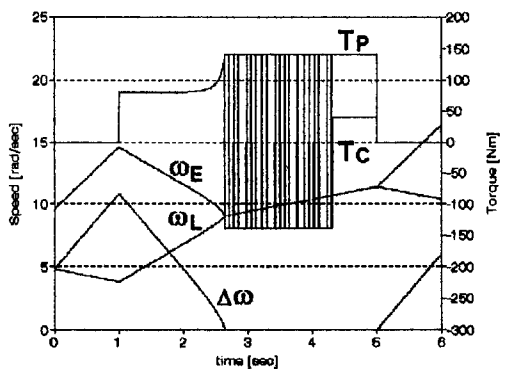


Fig. 6 Simulation result at large time step ( $\Delta T = 0.4$  msec,  $\epsilon = 10^{-6}$  rad/sec).

가 영이 되지 않는 이유는 정리 4의 증명에서 논한 바와 같이 결합토크가 바로 상대속도를 그대로 유지하는 조건이기 때문이다. 다음 Fig. 6은 time step이  $\Delta T = 0.4$  msec로 매우 큰 경우로서 속도의 변화는 앞 그림들과 동일한 결과를 보이지만 클

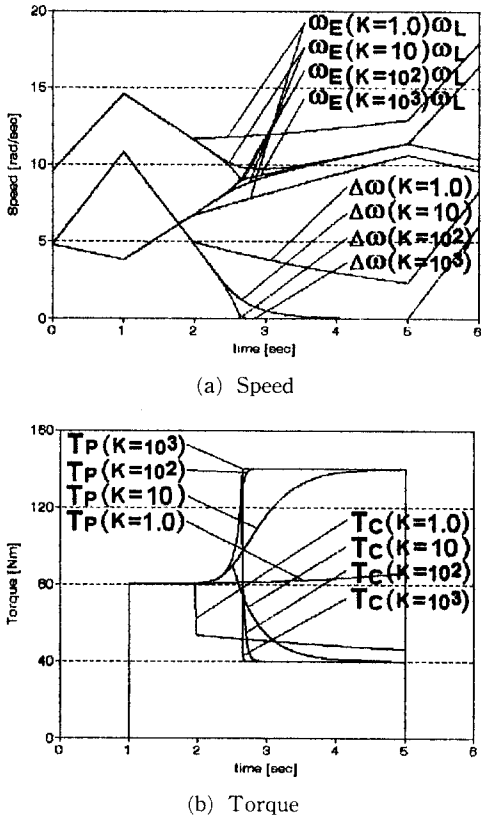


Fig. 7 Simulation results of VDDC method acc. to damping coefficient variation.

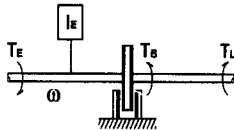


Fig. 8 Dynamic torque transmission of brake.

러치토크가 압력토크와 결합토크 사이를 번갈아 오가는 현상을 보이는데 이는 2.4절에서 예상한 바와 같은 이유에 기인한 것이다.

Fig. 7은  $\varepsilon=5.0$  rad/sec, 감쇠력 상수  $K$ 는 각각 1, 10,  $10^2$ ,  $10^3$ 인 경우의 VDDCM 결과로서 이 값이 클수록 결합과정의 속도변화와 토크의 천이과정이 정확히 기술할 수 있지만 이 값이 작아지면 역으로 접속이 진전되는 속도가 매우 완만해지며 토크 역시 유연한 변화추이를 나타내는 현상을 보인다. 즉, 상수  $K$ 는 그 크기에 역비례하여 클러치 마찰면에 작용하는 감쇠력을 표현하고 있으며, 이 값을 적절히 크게 선정함으로써 stick-slip현상을 정확히 시뮬레이션할 수 있음을 알 수 있다.

따라서 가상 감쇠력에 의한 알고리즘 3의 결과를 보면 Fig. 7과 같이  $\varepsilon$ 를 매우 큰 값으로 했음에도 불구하고 감쇠력 상수  $K$ 가 크면 상대속도와 클러치토크의 천이과정이 매우 정확히 묘사됨은 물론, 2.4절에서 설명한 바와 같이 감쇠력이 섭동항으로 작용하기 때문에 상대속도가 항상 영으로 수렴하는 매우 안정적이고 견실한 알고리즘임을 알 수 있다. 그런데 감쇠력 상수가  $K=10^3$ 로 너무 크면 결합상태에서 Fig. 6과 같은 현상이 발생하는 것을 볼 수 있는데, 그 이유는 가상 감쇠력이 매우 커서 식 (21)이 성립하지 않기 때문이다. 따라서 상수  $K$ 는 접속이 완료되는 시점에서의 클러치토크가 식 (21)을 성립하는 범위내에서 결정되어야 하며, 이 값은 충분히 크기 때문에 Fig. 7에서 볼 수 있듯이 천이과정을 정확히 묘사할 수 있는 정도의 수준으로 선택하면 된다.

### 3. 기타 마찰요소의 전달토크 해석

2장에서는 마찰요소중 가장 중요하고 다양한 특성을 보이는 클러치에 대한 전달토크 해석을 수행하였다. 이를 바탕으로 브레이크와 일방향 클러치의 특성 해석을 유사한 방식으로 수행하였다.

#### 3.1 브레이크의 Stick/Slip 해석

다음 Fig. 8와 같이 구동력  $T_E$ 와 부하  $T_L$  사이 브레이크에 의해 움직임이 정지 또는 허용되는 경우, 접속여부에 따른 브레이크토크  $T_B$ 는 다음 정리 5와 같이 결정된다. 브레이크의 종류로는 다판 마찰형과 드럼형이 있으나 마찰력에 의해 움직임이 구속된다는 점에서 그 원리가 동일하기 때문에, 편의상 유압  $P$ 에 의해 작동된다고 가정하였다.

#### 정리 5(브레이크 동적 구속조건)

1) Slip case  $T_B = T_P$  (23)

2) Stick case  $T_B = T_E - T_L$  (24a)

if  $T_B > T_P$  then  $T_B = T_P$  (24b)

증명 1) Slip case : 정리 1의 증명과 동일하다.

증명 2) Stick case : 정리 1의 증명과정과 유사하며, 먼저 운동방정식은 기술하면 다음 식 (25)과 같다. 그런데 브레이크가 결합된 경우에는 축이 전혀 움직이지 않기 때문에 속도 및 가속도는  $\omega = \omega' = 0$ 이다.

$$I_E \omega' = T_E - T_B - T_L \quad (25)$$



따라서 결합시 전달토크는 식 (24a)와 같이 구동토크와 부하의 차이로 결정된다. 하지만 브레이크토크  $T_B$ 가 압력에 의한 토크  $T_P$ 보다 클 때에는 마찰력이 결합토크를 이기지 못하기 때문에 식 (24b)와 같이 그 크기가 제한된다.

**검토 :** 식 (24a)의 브레이크토크를 운동방정식 (25)에 대입하면 가속도가 영이 되기 때문에 이 상태가 바로 stick상태임을 알 수 있고, 클러치와 마찬가지로 자유도 한 개가 증감하게 되며 결합상태에 따라 전달토크가 전혀 다른 방식으로 결정되기 때문에, 브레이크토크  $T_B$  역시 양상이 미끄럼 상태에 따라 판이하게 달라진다.

이러한 가변자유도 시스템을 효과적으로 시뮬레이션하기 위해 클러치의 경우와 같이 식 (19)의 가상감쇠력 개념을 적용하여, 최대 자유도를 갖는 지배방정식 (25)만을 사용함으로써 브레이크의 stick/slip 상태를 묘사할 수 있는 알고리즘을 구성하면 다음과 같다.

#### 알고리즘 4(브레이크 시뮬레이션 알고리즘)

$$\begin{aligned} & \text{if } |\Delta\omega| > \xi \quad \text{then } T_B = \text{sign}(\omega) \times T_P \\ & \text{else if } |\Delta\omega| \leq \xi \quad \text{then } T_B = T_E - T_L + T_{damp} \\ & \quad T_C = \frac{I_L T_i + I_E T_o}{I_E + I_L} \\ & \text{if } |T_B| > T_P \quad \text{then } T_B = \text{sign}(\omega) \times T_P \end{aligned}$$

여기서, 브레이크의 한쪽 요소는 항상 정지하고 있기 때문에 상대속도  $\Delta\omega$  대신  $\omega$ 를 사용했으며, 따라서 감쇠력은  $T_{damp} = K \times \omega$ 이다. 그리고 주요 변수인  $K$ ,  $\xi$ 에 관한 영향은 클러치의 경우와 동일하며, 이 값의 선택 또한 유사한 방식으로 결정할 수 있다.

### 3.2 일방향 클러치의 동적 구속조건

다음 Fig. 9와 같이 구동력  $T_E$ 와 부하  $T_L$  사이 일방향클러치에 의해 한쪽 방향의 운동이 정지 또는 허용되는 경우, 접촉여부에 따른 일방향 클러치 토크  $T_{owc}$ 는 다음 정리 6과 같다. 일방향 클러치의 종류로는 roller형과 sprag형이 있으나, 둘 다 고정축을 브레이크로 구속하는나의 여부에 따라 일방향클러치의 작용여부가 결정된다는 점에서 그 원리가 동일하며, 편의상 고정축이 유압  $P$ 에 의해 작동된다고 가정하였다.

#### 정리 6(일방향 클러치 동적 구속조건)

$$1) \text{ Free run case } \quad T_{owc} = 0 \quad (27)$$

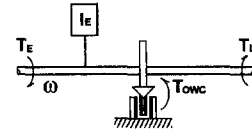


Fig. 9 Dynamic torque transmission of one-way clutch.

$$2) \text{ Latched \& slip case } \quad T_{owc} = T_P$$

$$3) \text{ Latched \& stick case}$$

$$T_{owc} = T_E - T_L + T_{damp} \quad (28a)$$

$$\text{if } T_{owc} > T_P \quad \text{then } T_{owc} = T_P \quad (28b)$$

**증명 1) Free run case :** 축의 회전방향이 일방향 클러치의 구속방향과 다른 경우, 해당 축이 자유롭게 운동할 수 있는 상태이므로 작용력은 없다.

**증명 2) Latched & slip case :** 정리 1의 증명과 동일하다.

**증명 3) Latched & stick case :** 브레이크에 관한 정리 5의 증명 2)항에서  $T_B$ 대신  $T_{owc}$ 를 대입하면 거의 동일하며, 따라서 여기서는 자세한 과정은 생략한다. Fig. 9의 시스템도 역시 가변자유도 시스템으로서, 이를 효과적으로 시뮬레이션하기 위해 식 (19)의 가상감쇠력 개념을 적용하여 최대 자유도를 갖는 지배방정식만을 사용하므로써 일방향클러치의 결합과정을 묘사할 수 있는 알고리즘을 구성하면 다음과 같다.

#### 알고리즘 5(일방향 클러치 시뮬레이션 알고리즘)

$$\begin{aligned} & \text{if } \text{sign}(OWC_{DIR}) \times \omega > 0 \quad \text{then } T_{owc} = 0 \\ & \text{else if } |\omega| > \xi \quad \text{then } T_{owc} = \text{sign}(\omega) \times T_P \\ & \text{else if } \text{sign}(OWC_{DIR}) \times T_{owc} > 0 \quad \text{then } T_{owc} = 0 \\ & \text{else if } |\omega| \leq \xi \quad \text{then } T_{owc} = T_E - T_L + T_{damp} \\ & \text{if } |T_{owc}| > T_P \quad \text{then } T_{owc} = \text{sign}(\omega) \times T_P \end{aligned}$$

여기서,  $OWC_{DIR}$ 는 일방향 클러치의 구속방향을 나타내는 변수로, Fig. 9의 속도방향과 동일한 방향의 운동을 허용할 경우에는 양수 그리고 반대방향의 운동을 허용할 경우에는 음수를 갖는다. 그리고 고정축은 항상 정지하고 있기 때문에 상대속도  $\Delta\omega$  대신  $\omega$ 를 사용했으며, 감쇠력은  $T_{damp} = K \times \omega$ 이다. 알고리즘의 첫째 줄은 운동이 구속되지 않은 자유로운 상태이고, 그 이하부터는 움직임이 구속되는 상태, 둘째 줄은 미끄럼상태, 셋째 줄은 현재 운동이 구속되어 있지만 축력이 허용방향으로 작용하여 다시 자유운동을 시작하는 상태를 의미하고, 마지막 항은 완전 접촉상태로 움직임이 구속되

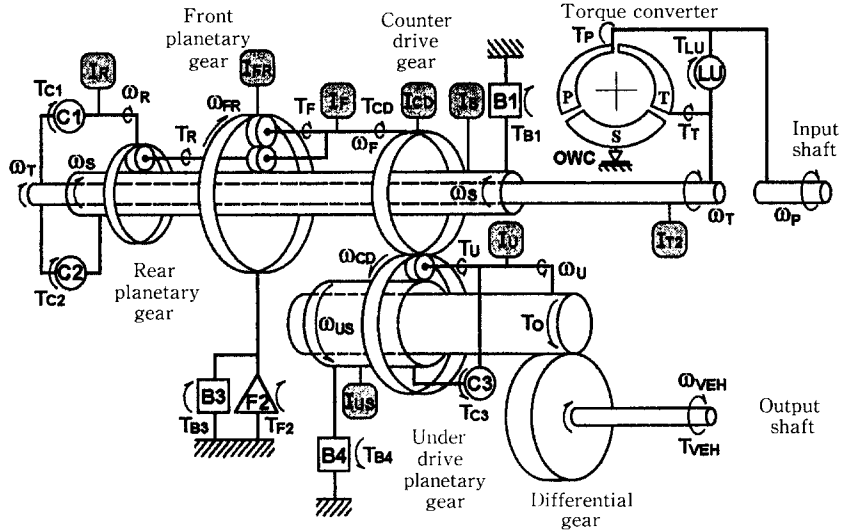


Fig. 10 Schematic diagram of automatic power transmission system.

어 있는 상태를 표현한다. 주요 시뮬레이션 변수인  $K$ ,  $\xi$ 에 관한 영향은 클러치의 경우와 동일하며, 따라서 이 값들은 유사한 기준으로 선택하면 된다.

#### 4. 동적 구속조건을 적용한 자동변속기계의 응용

서론에서 언급했듯이 다수의 마찰요소들이 조합되어 동력을 전달하는 경우 자유도의 수와 상태가 수시로 변하기 때문에 많은 개수의 지배방정식과 복잡한 상태판단과정이 필요하지만, 본 논문에서 개발한 동적 구속조건을 적용함으로써 최대 자유도를 기술하는 하나의 방정식만으로 stick-slip현상을 묘사하고 상태판단이 자동적으로 이루어질 수 있는 프로그램을 개발하였다. 즉, 대표적인 가변자유도 시스템 중의 하나인 자동변속기에 대하여 2장과 3장에서 유도한 동적 구속조건을 응용함으로써 토크컨버터가 포함된 변속장치의 시뮬레이션 방법을 개발하고, 또한 본 논문에서 개발한 알고리즘의 적용 방법을 제시하여 그 유용성을 보이고자 한다. 대상으로 선택한 변속기는 국내 1500 cc 급 준중형 자동차용으로서, 대부분의 경우와 마찬가지로 전진 4단, 후진 그리고 중립변속이 가능하며 구조도는 Fig. 10과 같다.<sup>(8)</sup>

주요 구성요소는 토크컨버터, 세개의 유성기어,  $C_i$ 로 표시된 세개의 클러치와 록업클러치 LU,  $B_i$ 로 표시된 브레이크 세개, 토크컨버터의 스테이터 (stator) 그리고 F2로 표시되어 있는 두 개의 일방

향 클러치 등 모두 아홉개의 마찰요소로 구성되어 있으며, 이 중에서 3~4개의 마찰요소들을 작동시킴으로써 변속이 이뤄진다. 여기서는 편의상 구동원인 엔진과 부하측 그리고 클러치를 작동하는 유압 시스템 등은 생략하였으며, 자세한 특성이 필요할 경우 이하 유도식에 추가하면 상세한 해석이 가능하다. 그리고 각 부분의 기호와 작용력, 회전속도의 방향표시 등은 Fig. 10을 기준으로 하였다.

##### 4.1 동력전달계의 모델링

대상 시스템의 모델을 다음 과정으로 구하였다. 먼저 입구측 유체기계인 토크컨버터의 특성은 Tobler에 의하면 다음 식 (30)~식 (33)으로 표현된다.<sup>(4-6)</sup>

$$I_P \omega_P' + \rho S_P Q' = g_1(\omega_P, \omega_T, \omega_{ST}, Q) + T_P \quad (30)$$

$$I_T \omega_T' + \rho S_T Q' = g_2(\omega_P, \omega_T, \omega_{ST}, Q) - T_T \quad (31)$$

$$I_{ST} \omega_{ST}' + \rho S_{ST} Q' = g_3(\omega_P, \omega_T, \omega_{ST}, Q) + T_{ST} \quad (32)$$

$$S_P \omega_P' + S_T \omega_T' + S_{ST} \omega_{ST}' + S_Q Q' = g_4(\omega_P, \omega_T, \omega_{ST}, Q) - P_{Loss} \quad (33)$$

여기서, 첨자  $P, T, ST$ 는 각각 토크컨버터를 구성하는 펌프(pump), 터빈(turbine) 그리고 스테이터(stator)를 지칭하고,  $\rho$ 는 내부 유체의 밀도,  $S$ 는 형상에 관련된 계수이고,  $P_{Loss}$ 는 동력손실량 그리고  $g_i(\cdot)$ 는 함수를 표시한다. 그리고 Fig. 10에서와 같이 토크컨버터의 입출력 부분인 펌프와 터빈에 연결된 축의 운동방정식은 다음 식 (34),

식 (35)와 같다.

$$I_E \omega_P' = T_E - (T_P + T_{LU}) \quad (34)$$

$$I_{T2} \omega_T' = T_T + T_{LU} - (T_{C1} + T_{C2}) \quad (35)$$

여기서, 첨자  $T2$ 는 터빈 출력축 부분이다. 그런데 거의 모든 자동변속기는 토크컨버터와 록업(lock-up)클러치가 장착되어 있으므로 토크컨버터 주변의 관계식들을 정리하면, 윗 식 (30)~식 (35)에서 축 토크인  $T_P$ 와  $T_T$ 를 소거하고 상태변수  $\omega_P$ ,  $\omega_T$ ,  $\omega_{ST}$ ,  $Q$ 가 복합되어 표시된 방정식들을 정리하여, 다음 식 (36)~식 (39)와 같이 네개의 1차 미분방정식으로 기술될 수 있다.

$$\begin{aligned} I_{Peq} \omega_P' &= \frac{\rho S_P}{I_{Qeq}} [f_1(\omega_P, \omega_T, \omega_{ST}, Q) \\ &\quad - \left( \frac{S_P}{I_{Peq}} + \frac{I_{Qeq}}{\rho S_P} \right) \cdot (T_E - T_{LU}) \\ &\quad - \frac{S_T}{I_{Teq}} (T_{LU} - T_{C1} - T_{C2}) \\ &\quad - \frac{S_{ST}}{I_{ST}} T_{ST} - P_{Loss}] \quad (36) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} I_{Teq} \omega_T' &= -\frac{\rho S_T}{I_{Qeq}} \left[ f_2(\omega_P, \omega_T, \omega_{ST}, Q) \right. \\ &\quad - \frac{S_P}{I_{Peq}} (T_E - T_{LU}) - \left( \frac{S_T}{I_{Teq}} + \frac{I_{Qeq}}{\rho S_T} \right) \\ &\quad \cdot (T_{LU} - T_{C1} - T_{C2}) \\ &\quad \left. - \frac{S_{ST}}{I_{Peq}} T_{ST} - P_{Loss} \right] \quad (37) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} I_{ST} \omega_{ST}' &= -\frac{\rho S_{ST}}{I_{Qeq}} \left[ f_3(\omega_P, \omega_T, \omega_{ST}, Q) \right. \\ &\quad - \frac{S_P}{I_{Peq}} (T_E - T_{LU}) \\ &\quad - \frac{S_T}{I_{Teq}} (T_{LU} - T_{C1} - T_{C2}) \\ &\quad \left. - \left( \frac{S_{ST}}{I_{ST}} + \frac{I_{Qeq}}{\rho S_{ST}} \right) T_{ST} - P_{Loss} \right] \quad (38) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} I_{Qeq} Q' &= f_4(\omega_P, \omega_T, \omega_{ST}, Q) - \frac{S_P}{I_{PE}} (T_E - T_{LU}) \\ &\quad - \frac{S_T}{I_{TE}} (T_{LU} - T_{C1} - T_{C2}) \\ &\quad - \frac{S_{ST}}{I_{ST}} T_{ST} - P_{Loss} \quad (39) \end{aligned}$$

여기서,  $I_{Xeq}$ 는 윗 식의 정리 결과 유도된 등가 관성들이며,  $f_i(\cdot)$ 는 함수를 표시한다. 토크컨버터가 장착된 자동변속기의 경우 여기까지의 과정은 모두 동일하며, 각 제작사별로 그 구성이 다양한 계의 나머지 부분에 대한 방정식을 차례로 기술하면 다음 식들과 같다.

$$I_S \omega_S' = T_{C2} - T_{B1} - i_{RS} T_R - i_{FS} T_F \quad (39)$$

$$\left( \frac{I_{CD}}{i_{CD}^2} + I_F \right) \omega_F' = T_R + T_F - \frac{i_{UR}}{i_{CD}} T_U \quad (40)$$

$$I_U \omega_U' = T_U - T_{C3} - i_{DFG} T_{VEH} \quad (41)$$

$$I_R \omega_R' = T_{C1} - i_{RR} T_R \quad (42)$$

$$I_{FR} \omega_{FR}' = -i_{FR} T_F - (T_{B3} + T_{F2}) \quad (43)$$

$$I_{US} \omega_{US}' = -i_{US} T_U + T_{C3} - T_{B4} \quad (44)$$

여기서,  $i$ 는 기어비이며, 하첨자로서  $S$ ,  $R$ ,  $F$ 과  $U$ 는 각각 선기어부, 리어기어부, 프론트기어부 및 언더기어부를,  $FR$ 과  $US$ 는 프론트 링기어와 언더 선기어를 각각 지칭하는 것이다. 그런데 유성기어의 세 요소인 링(ring)기어, 선(sun)기어, 캐리어(carrier)는 기구학적으로 상호 구속되어 있으므로, 이 요소들간의 속도관계를 이용하면 윗 식들 가운데  $\omega_R$ ,  $\omega_{FR}$ ,  $\omega_{US}$ 를 소거할 수 있다. 따라서  $\omega_S$ ,  $\omega_F$ ,  $\omega_U$ 로 다시 정리하면 다음 식 (45)~식 (48)과 같이 유도된다.

$$I_{Seq} \omega_S' = a_S T_{CB01} + b_S T_{CB02} + c_S T_{CB03} \quad (45)$$

$$I_{Feq} \omega_F' = a_F T_{CB01} + b_F T_{CB02} + c_F T_{CB03} \quad (46)$$

$$I_{Ueq} \omega_U' = a_U T_{CB01} + b_U T_{CB02} + c_U T_{CB03} \quad (47)$$

$$T_{CB01} = T_{C2} - T_{B1} - \frac{i_{RS}}{i_{RR}} T_{C1} + \frac{i_{FS}}{i_{FR}} (T_{B3} + T_{F2})$$

$$T_{CB02} = \frac{1}{i_{RR}} T_{C1} - \frac{1}{i_{FR}} (T_{B3} + T_{F2})$$

$$+ \frac{i_{UR}}{i_{CD} i_{US}} (T_{B4} + T_{C3})$$

$$T_{CB03} = \left( \frac{1}{i_{US}} - 1 \right) T_{C3} - \frac{1}{i_{US}} T_{B4} - i_{DFG} T_{VEH} \quad (48)$$

여기서,  $I_{Xeq}$ 는 윗 식의 정리 결과 유도된 등가 관성이고  $a_X$ ,  $b_X$ ,  $c_X$ 는 관성과 기어비들로 이뤄진 상수들이며,  $T_{CB0i}$ 는 식 (48)과 같이 클러치, 브레이크 그리고 일방향 클러치 등에 작용하는 마찰토크 등으로 이뤄진 작용력 항이다.

이상과 같이 동력전달계의 마찰요소가 전혀 구속되지 않은 상태를 모델링하면 식 (35)~(38) 및 (45)~(47)식과 같이 7차의 비선형 미분방정식으로 표현되며, 상태변수는  $\omega_P$ ,  $\omega_T$ ,  $\omega_{ST}$ ,  $Q$ ,  $\omega_S$ ,  $\omega_F$ ,  $\omega_U$ 로서 각각 토크컨버터의 펌프, 터빈, 스테이터의 각속도, 내부유량, 선기어, 프론트기어 그리고 언더기어부의 각속도이다.

4.2 시뮬레이션 프로그램 개발

1절에서 유도한 최대의 자유도 일곱개의 상태방정식을 기준으로 2장과 3장의 알고리즘을 적용하였다. 시뮬레이션방식은 Runge-Kutta 4th order 방법이며, 언어는 C를 사용하였다. 그리고 편의상 각 클러치에 작용하는 유압 P는 선형적으로 증가하는 것으로 단순화하였다. 프로그램에서 주요부분 중의 하나인 식 (35)~(38) 및 식 (45)~(47)의 지배방정식을 기술한 부분은 다음 목록 1과 같다.

```
void state_equation(double time, double * x,
double * dx){
    TE=calc_ENGINE_torque(ωENG, Throttle);
    calc_TC_torque(ωPUMP, ωTURBINE, ωSTATOR, ωFLOW,
dx);
    TVEH=vehicle_LOAD_torque(QVEH);
    calc_GEAR_FRICTION_torque(time, x, dx);
    -----
    --- state equations ---
} -----
```

List 1 State equations routine of power transmission system

목록 1에서 x와 dx는 각 상태변수와 그 미분값이며, time은 계산중인 현재의 시간을 뜻한다. 위 목록에서 함수 “calc\_ENGINE\_torque(·)”에서는 구동원인 엔진의 특성에 의거하여 입력토크인 T<sub>E</sub>를 계산하고, 함수 “calc\_TC\_torque(·)”에서는 현재의 상태를 파악하기 위해 식 (30)~(31)을 기초로 펌프와 터빈의 토크 T<sub>P</sub>, T<sub>T</sub>를 구하고 또한 Tobler와 일방향클러치 알고리즘에 의해 P<sub>Loss</sub>, T<sub>ST</sub>를 각각 계산하며, “vehicle\_LOAD\_torque(·)”에서는 차량의 공기역학적 부하, 주행부하, 제동력, 경사부하 등 여러가지 부하특성에 따라 가해지는 총 부하 T<sub>LOAD</sub> 계산한다. 그리고 “calc\_GEAR\_FRICTION\_torque(·)”는 본 논문에서 개발한 알고리즘을 적용한 핵심부분으로서 유성기어와 마찰 요소들에 관한 작용력들을 계산하는 부분하며 그 구체적인 내용은 다음 목록 2와 같다.

```
void calc_GEAR_FRICTION_torque(double
time, double * x, double * dx)
{FLAGLU = FLAGC1 = FLAGC2 = FLAGC3 =
FLAGB1 = FLAGF2 = FLAGB3 = FLAGB4 = 0;
calc_acceleration(x, dx);
```

```
TR = (TC1 - IR * aREAR) / iRR;
TF = (TC2 - TB1 - iRS * TR - IS * aSUN) / iFS;
TU = (TR + TF - (ICD / iCD / iCD + IF) * aFWD) *
iCD / iUR;
Δω = x[1] - x[2]; Tdamp = K * Δω;
// Δω = ωPUMP - ωTURB
TP,LU = calc_pressure_torque(Δω, time, new-
LUtime);
if (|Δω| > ξ) TLU = SIGN(Δω) * TP,LU;
//slip case
else { Ii = IENG; Io = IT2; //test for engagment
Ti = TE - TP - Ii * aPUMP;
TO = (TC1 + TC2) - TTurb + Io * aTURB;
TLU = (Ti * Io + TO * Ii) / (Ii + Io) + Tdamp;
if (|TLU| > TP,LU) TLU = SIGN(Δω) * TP,LU;
else FLAGLU = 1; }
//engaged case switch (uSHIFT) {
case 0: TC1 = TC2 = TC3 = TB1 = TF2 = TB3 = 0;
// !! B4 clutch is actuated !!
..... break;
case 1: TC2 = TC3 = TB1 = TB3 = 0; // !! C1,
F2, B4 clutches are actuated !!
.....
dynamic torque constraint algorithm for
C1 clutch
.....
dynamic torque constraint algorithm for
B4 brake
.....
dynamic torque constraint algorithm for
F2 OWC
..... break;
case 2: TC2 = TC3 = TF2 = TB3 = 0; // !! C1,
B1, B4 clutches are actuated !!
..... break;
case 3: TC2 = TC3 = TF2 = TBc = 0; // !! C1,
C3, B1 clutches are actuated !!
..... break;
case 4: TB1 = TF2 = TB3 = TB4 = 0; // !! C1,
C2, C3 clutches are actuated !!
..... break;
}
```

List 2 Clutch torques calculation routine for friction elements

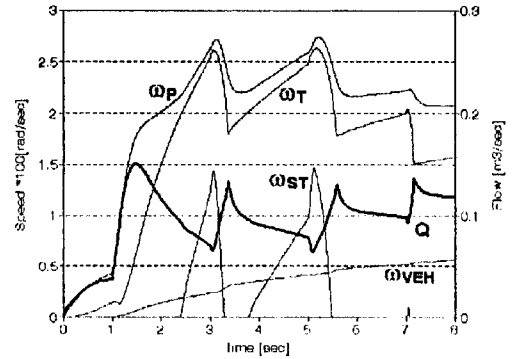
목록 2에서  $FLAG_{xx}$ 는 해당 요소의 미끄럼상태 여부를 가리키는 플래그로서 1일 경우 접촉상태를 뜻하고,  $u_{SHIFT}$ 는 운전자가 조작한 기어단수이며,  $a$ 는 해당 부분의 각속도이다. 먼저 앞으로 필요한 각 부분의 가속도를 “ $calc\_acceleration(\cdot)$ ”에서 계산하고 시스템의 거동을 파악하기 위해  $T_R$ ,  $T_F$ ,  $T_V$ 를 식 (39)~(42)를 근거로 계산하였으며 “ $calc\_pressure\_torque(\cdot)$ ”에서는 식 (1)에 의거 압력토크를 계산한다. 그 후 록업클러치는 운전조작과 달리 별도의 주행조건에 따라 동작하기 때문에, 먼저 식 (34)와 식 (35)로부터 록업클러치의 전후 직접토크를 구하여 가상 감쇠력에 의한 알고리즘 3을 적용한 다음, 각 기어단수에 따라 해당 기어에서 동작하는 클러치나 브레이크에 대하여 마찬가지로 각각 동적 구속조건 들을 적용하였다.

이와같은 방식으로 개발된 프로그램은 목록 1과 목록 2에서 보다시피 각 클러치의 접촉상태가  $FLAG_{xx}$ 에 의해 자동적으로 판단되며 현재 기어에서 임의의 기어단수의 변속이 가능함은 물론 코딩(coding) 과정 또한 매우 간단하고 조직적임을 알 수 있다.

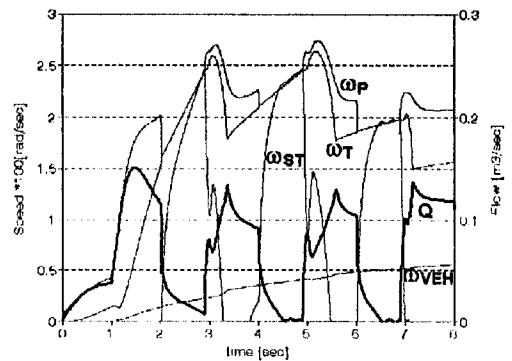
### 4.3 시뮬레이션 결과

알고리즘의 주요 변수인  $\zeta$ 와  $K$ 를 각각 50과  $10^2$ 으로 하고 기타 데이터들은 실제 변속기의 자료를 이용하여 시뮬레이션한 결과를 보면 다음 Figs. 11~13와 같다. 이 그림들은 무부하상태에서 1초에 1단기어, 3초에 2단, 5초에 3단 그리고 7초에 4단 기어 변속을 그리고 록업작동은 변속 1초 후에 접촉하고 0.1초 전에 분리시킨 결과로서, time step은 0.02 msec로 하였으며, 매 5 msec 마다 계산 결과를 샘플링하였다.

Fig. 11(a)는 록업클러치가 항상 분리된 상태에서 상향변속한 것으로 동력이 토크컨버터를 통해 전달되기 때문에 펌프와 터빈속도가 다름을 볼 수 있고, Fig. 11(b)는 변속 전후에 록업작동에 의해 두 속도가 분리, 접촉됨을 알 수 있다. 그리고 펌프속도와 내부유량은 록업동작에 따라 크게 변화하지만, 터빈속도와 차량속도는 큰 변화가 없는데 그 이유는 엔진의 관성에 비해 차량의 관성이 매우 크기 때문이다. 따라서 Fig. 12의 각종 기어들의 속도를 보면 록업에 따라 아주 미미한 차이만을 나타낸다. 1단에서는 C1, B4, F2가 작동되므로 리어 기어의 속도  $\omega_R$ 은 터빈 속도와 동일하게 움직이



(a) Without lock-up operation

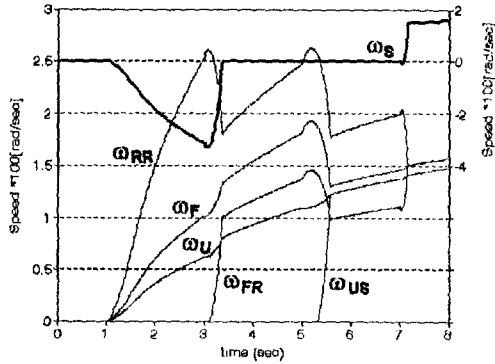


(b) With lock-up operation

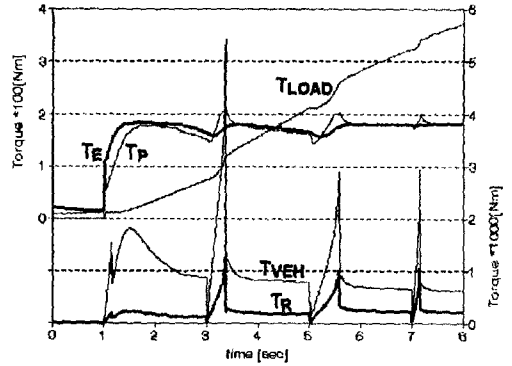
Fig. 11 Simulation results of torque converter speed.

고,  $\omega_{us}$ 은 정지한 상태에서 프론트 링기어  $\omega_{FR}$ 은 역회전이 금지된다. 2단에서 C1, B1, B4가 접촉되면 선기어  $\omega_s$ 가 정지하게 되고, 3단에서는 C1, C3만 잡히므로 언더드라이브 유성기어의 선기어와 캐리어속도  $\omega_{us}$ 와  $\omega_u$ 가 같아짐을 볼 수 있으며, 4단에서 C1, C2, C3 클러치가 동시에 잡히면 리어 기어와 프론트기어가 일체로 그리고 언더드라이브 기어가 일체로 움직이게 되어, 입구축속도  $\omega_R$ 와 출구축속도  $\omega_V$ 의 비가 거의 1이 됨을 알 수 있다.

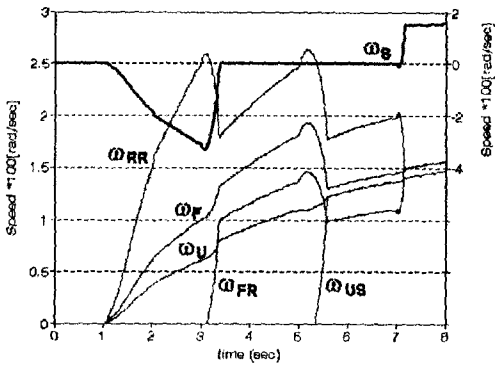
Fig. 13에서 토크변화를 보면 변속시 속도가 제법 크게 변하기 때문에 엔진의 구동력과 주행부하가 그에 따라 변함을 볼 수 있으며, 변속기의 구동계 토크는 미끄럼시에는 압력토크로 결정되므로 매우 큰 과도토크가 발생하지만 접촉이 완료되면 결합토크로 전환되는 상황을 보여 주며, 입구축 토크  $T_R$ 와 출구축 토크  $T_{VEH}$ 는 해당 단수의 기어비만큼 증폭됨을 알 수 있다. 또한 록업동작시에는 펌프와 터빈이 동일 속도가 되는 짧은 순간 과도토크가 발생함을 볼 수 있다.



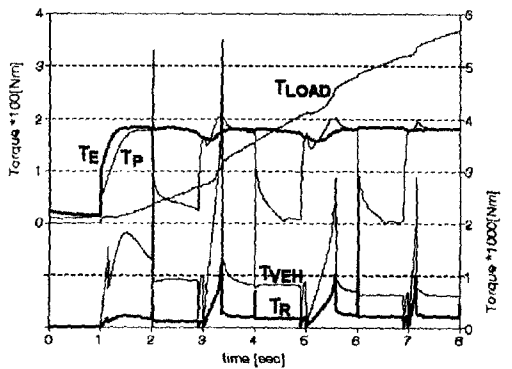
(a) Without lock-up operation



(a) Without lock-up operation



(b) With lock-up operation



(b) With lock-up operation

Fig. 12 Simulation results of transmission gear speed.

Fig. 13 Simulation results of transmission system torques.

이상과 같이 세 내개의 마찰요소가 동시에 접촉되는 상황을 별도의 판단과정이 필요없이 자동적으로 판단하여 정확히 묘사할 수 있을 뿐만 아니라, 여기서는 생략하였지만 임의의 단수로의 변속은 물론 기존의 정해진 조합의 클러치 외에 임의의 마찰요소를 무작위로 분리, 접속시키는 상황 또한 그 클러치에 동적 구속조건을 적용시킴으로써 손쉽게 프로그래밍할 수 있다.

### 5. 결 론

마찰 전달요소를 사용하여 동력의 흐름이나 속도비를 변경시키는 대다수의 동력전달장치들은 마찰요소의 구속여부에 따라 자유도가 변화하며, 그 대표적인 예가 자동변속장치라 할 수 있다. 이러한 시스템의 동적거동을 정확히 묘사하기 위해서는 계를 구성하는 클러치의 상태에 따른 많은 수의 지배방정식이 필요하며 또한 매 운전상황에서 현재의

상태를 판단하여 해당 지배방정식을 풀어야 하는 복잡한 과정을 거쳐야 한다. 따라서 본 논문에서는 자동변속기의 동특성을 효과적으로 해석하기 위한 시뮬레이션 알고리즘을 개발하였다.

먼저 가장 다양한 특성을 보이는 클러치에 대하여 계를 통해 전달되는 동력의 특성을 규명하는 동적 구속조건을 정리함으로써, 결합이 진전되는 과정에서 클러치토크가 접속여부에 따라 전혀 다른 기준으로 결정됨을 증명하였다. 그리고 직접토크 개념을 도입하여 다수의 클러치가 복합적으로 구성된 복잡한 시스템의 전달토크를 구동력과 부하가 아닌 클러치 전, 후의 작용력으로 계산할 수 있도록 하였고, 가상강쇠력 개념을 제안함으로써 이러한 천이과정을 효율적으로 묘사할 수 있는 견실하고 안정적인 클러치 시뮬레이션 알고리즘을 개발하였으며, 주요 변수인 결합 판단 상수  $\zeta$ 와 강쇠력 상수  $K$ 의 선정방법을 제시하였다. 또한 이 결과를 바탕으로 다른 형태의 마찰 전달요소인 브레이크와

일방향 클러치에 대한 알고리즘도 유도하였다.

그리하여 토크컨버터가 장착된 자동변속기를 대상으로 이상의 알고리즘을 적용한 시뮬레이션 프로그램 개발하였다. 대상 시스템의 세부 운동방정식에 기구학적 관계를 이용하여 최대 자유도를 갖는 모델을 구하는 과정과 유도된 지배방정식을 알고리즘으로 구성하는 과정을 간략히 소개함으로써, 각 클러치의 접촉상태가 자동적으로 판단되며 매우 간단하고 조직적인 프로그램의 개발이 가능함을 보였다.

결과적으로 다양한 요소들이 복합적으로 구성되어 다수의 마찰 전달요소에 의해 동력의 흐름이 변경되는 시스템에 대하여, 클러치가 일정한 순서로 작동되는 경우는 물론 임의 개수의 클러치가 무작위로 작동되는 모든 상황을 손쉽게 시뮬레이션하기 위한 방법을 제시하였으며, 따라서 이미 개발된 장치의 현상해석 뿐만 아니라 새로운 동력전달장치의 개발과 마찰요소를 움직이는 유압시스템의 설계기준을 마련하는 도구로서도 효율적으로 사용될 수 있을 것으로 기대된다.

### 참고문헌

- (1) Kim, Y. H, Yang, J. S and Lee, J. Jm, 1994, "A Study on the Transient Characteristics of Automatic Transmission with Detailed Dynamic Modeling," *Int. Congress & Exposition*, Michigan, SAE 941014.
- (2) *Design Practices : Passenger Car Automatic Transmission 3rd Ed.*, 1994, SAE, New York.
- (3) Froslic, L. E., Milek, T. and Smith, R. W., 1960, "Automatic Transmission Friction Elements," SAE 600337.
- (4) Hrovat, D. and Tobler, W. E., 1985, "Bond Graph Modelling and Computer Simulation of Automotive Torque Converter," *J. of the Franklin Institute*, Vol. 319, No. 1/2, pp. 93~114.
- (5) Tsangarides, M. C. and Tobler, W. E., 1985, "Dynamic Behavior of a Torque Converter with Centrifugal Bypass Clutch," SAE 850461.
- (6) Kowicki, A. J., 1982, "Dynamic Models for Torque Converter Equipped Vehicle," SAE 820393.
- (7) Jeong, H. S. and Lee, K. I., 1994, "Shift Transient Torque Control of a Vehicle Power Transmission System," FISITA '94 Congress, pp. 265~271, SAE No. 945031.
- (8) 이교일, 정현술 외 22명, 1995, "차세대자동차 변속기 기반기술개발에 관한 연구(단계보고서)," 통상산업부/과학기술처, 서울대학교 정밀기계설계공동연구소.

(1) Kim, Y. H, Yang, J. S and Lee, J. Jm, 1994, "A Study on the Transient Characteristics of Automatic Transmission with Detailed Dynamic